

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 564 939 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(43) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **13.12.95**

(51) Int. Cl.⁸: **F15B 11/05, F15B 11/16**

(21) Anmeldenummer: **93105124.7**

(22) Anmeldetag: **29.03.93**

(54) **Hydraulische Steuereinrichtung für mehrere Verbraucher**

(30) Priorität: **04.04.92 DE 4211314**
13.03.93 DE 4308004

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
13.10.93 Patentblatt 93/41

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
13.12.95 Patentblatt 95/50

(64) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 025 609
EP-A- 0 366 815
DE-A- 3 708 492
DE-A- 3 805 287

(73) Patentinhaber: **Mannesmann Rexroth GmbH**
Jahnstrasse 3 - 5
D-97813 Lohr (DE)

(72) Erfinder: **Roth, Dieter**
Zum Wilden Stain 1
W-6490 Schlüchtern 1 (DE)
Erfinder: **Erkkila, Mikko**
Burghalde 18
W-7240 Horb/Neckar (DE)

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 564 939 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Steuereinrichtung nach dem Oberbegriff des Anspruches 1. Bei diesen bekannten Steuereinrichtungen wird der Druckregler der Pumpe auf einen Wert eingestellt, der dem maximalen zulässigen Verbraucherdruck entspricht. Wird beispielsweise der Verbraucher wie Tiltzylinder oder Liftzylinder eines Laders bis zum Anschlag gefahren und in dieser Lage gehalten, schwenkt die Pumpe soweit zurück und verringert damit ihre Fördermenge soweit, daß gerade der maximale am Druckregler eingestellte Wert des Druckes aufrechterhalten bleibt. Unabhängig davon, ob in diesem Betriebszustand für den Verbraucher ein so hoher Druck erforderlich ist oder nicht.

Die Erfindung hat sich deshalb die Aufgabe gestellt, die bekannte hydraulische Steuereinrichtung nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 dahingehend weiterzubilden, daß während des Betriebs der Hydraulikeinrichtung jeweils nur der Pumpendruck auftritt, der für die Funktion der Verbraucher zum Zeitpunkt ihres Betriebs erforderlich ist. Dies wird mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruches 1 erzielt. Dadurch, daß die Druckeinstellung des Druckreglers für die Pumpe von der Steuerlage des Steuerventils für den Verbraucher mit der größten Last erfolgt, wird mit der Betätigung der Steuerventile gleichzeitig eine entsprechende Einstellung des Druckreglers vorgenommen, die zur Betätigung der Verbraucher erforderlich ist. Das Steuerventil für die größte Last muß also soweit in Öffnungsrichtung verschoben werden, bis die Druckregleinrichtung einen der Last entsprechenden Druckaufbau durch die Pumpe gewährleistet. Die Geschwindigkeit dieses Verbrauchers wird also nicht vom freigegebenen Öffnungsquerschnitt des zugeordneten Steuerventils, sondern durch die Einstellung der von der Einstellung des Öffnungsquerschnitts des zugeordneten Steuerventils abhängigen Druckregleinrichtung für die Verstellpumpe festgelegt. Befinden sich die Steuerkolben in ihrer Ausgangsstellung erhält auch die Druckregleinrichtung der Pumpe kein Steuersignal zugeführt. Der Druckregler ist in diesem Betriebszustand nur von der geringen Kraft der weitgehend entspannten Regelfeder beaufschlagt. Die Pumpe arbeitet somit bei der sich hierbei einstellenden minimalen Fördermenge gegen den von der geringen Vorspannung der Regelfeder vorgegebenen Druck. Damit wird ein besonders wirtschaftlicher Betrieb der Hydraulikanlage sichergestellt.

Es ist schon bekannt, eine Pumpe in Abhängigkeit von einem Vorsteuersignal, mit dem der Steuerschieber eines Steuerventils angesteuert wird, zu verstellen. So wird bei der hydraulischen Steuereinrichtung nach der DE 37 08 492 A1 der

Kolben des Verstellzylinders einer Pumpe vom jeweils höchsten Vorsteuerdruck beaufschlagt, der gerade mit Hilfe eines hydraulischen Vorsteuergärts erzeugt ist. Auf diese Weise wird unmittelbar die Fördermenge der Pumpe vorgegeben. Es handelt sich somit nicht um eine Druckeinstellung, sondern um eine Fördermengeneinstellung.

Bei einer hydraulischen Steuereinrichtung nach der DE 38 05 287 A1 ist eine Pumpe mit einem Druckregler, mit dem der Pumpendruck auf einen maximalen Wert begrenzt ist, und mit einem Förderstromregler ausgestattet, der im Sinne einer Erhöhung der Fördermenge von einer Regelfeder und vom höchsten Lastdruck und im Sinne einer Verringerung der Fördermenge vom Pumpendruck beaufschlagbar ist. Die Fördermenge wird jeweils so ausgeregelt, daß zwischen Pumpendruck und höchstem Lastdruck die von der Regelfeder bestimmte Druckdifferenz besteht.

Über ein Wechselventil ist der Förderstromregler im Sinne einer Erhöhung der Fördermenge anstelle vom höchsten Lastdruck von einem Vorsteuerdruck eines Steuerventils beaufschlagbar, sofern der Vorsteuerdruck höher als der höchste Lastdruck ist. Es ist also mit dem Vorsteuergärät maximal nur ein solcher Wert des Pumpendrucks einstellbar, der um die von der Regelfeder bestimmte Druckdifferenz höher als der maximale Vorsteuerdruck ist. Die Einstellung des Pumpendrucks erfolgt demnach entweder vom höchsten Lastdruck oder vom Vorsteuerdruck, wenn der höchste Lastdruck niedriger als der maximale Vorsteuerdruck ist, oder nur vom höchsten Lastdruck, wenn dieser höher als der maximale Vorsteuerdruck ist.

Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen. Anhand der Zeichnung wird die Erfindung nachfolgend näher beschrieben.

Die Abbildungen zeigen Ausführungsbeispiele der Erfindung.

Die ein Schaltschema einer hydraulischen Steuereinrichtung für einen Lader zeigende Abbildung 1 bezeichnet mit 1 eine verstellbare Pumpe mit Stellzylinder 2, 4 bezeichnet den Druckregler und 3 den Förderstromregler. Die Druckleitung 5 der Pumpe führt zum Einlaß 6 eines Steuerblocks 7 mit drei Steuerkolben 8, 9, und 10, die mit entsprechenden Ausnehmungen im Steuerblock Wegeventile zum Ansteuern der Arbeitszylinder 11, 12 für die nicht dargestellte Schaufel bzw. Ausleger dienen. Die Steuerkolben 8, 9, und 10 stehen über Steuerleitungen 13, 14, 15, 16 und 17 mit den Anschlüssen 1 bis 5 eines Vorsteuerblocks 18 in Verbindung. Der Vorsteuerblock weist vier von Hand zu betätigende Druckregelventile 20, 21, 22 und 23 auf. Ferner ein Schaltventil 24, das den am Druckregelventil 20 eingestellten Steuerdruck bis zu einer bestimmten Größe über die Steuerleitung

16 an die eine Steuerfläche des Steuerkolbens 9 leitet. Bei Überschreiten des an der Feder einzustellenden Schaltdrucks verschiebt sich das Schaltventil 24 in Richtung seiner Schaltstellung a und unterbricht die Verbindung des Druckregelventils 20 zum Steuerkolben 9 über die Steuerleitung 16. Diese wird in dieser Schaltstellung des Schaltventils 24 mit dem Tank verbunden. Bei weiterem Anstieg des am Druckregelventil 20 einzustellenden Steuerdrucks wird über die Steuerleitung 17, die mit der einen Steuerseite des Steuerkolbens 10 in Verbindung steht, diese aus der gezeigten Schließstellung in die Schwimmstellung verschoben, in der die zu den Liftzylindern 12 führenden Arbeitsleitungen 30, 31 miteinander verbunden sind und sich damit die Liftzylinder frei bewegen können. Die Arbeitsbewegungen der Liftzylinder werden mit Hilfe des Steuerkolbens 9 gesteuert, der über die Arbeitsleitungen 32, 33 mit den Arbeitsleitungen 30, 31 verbunden ist und damit zu den betreffenden Zylinderräumen 34, 35 der Liftzylinder Direktverbindung aufweist. Von der Steuerleitung 16 führt ein Steuerleitungsabschnitt 16a zu einem Schaltventil 35, das in der Schaltstellung a also bei Druckbeaufschlagung über das Druckregelventil 20 und damit auch bei Druckbeaufschlagung des Steuerkolbens 9 in Richtung "Senken" die Druckleitung 37 der Steuerölpumpe 38 mit dem Steuerraum 39 eines Vorspannventils 40, das sich in der Tankleitung 41 befindet, mit Steuerdruck beaufschlagt. Damit wird sichergestellt, daß beim Senken der Liftzylinder die aus den Zylinderräumen 34 austretende Arbeitsflüssigkeit unter einem entsprechend hohen Druck gehalten wird, der bei in den kolbenstangenseitigen Zylinderräumen 35 sich einstellenden Unterdruck ein Nachströmen von Arbeitsflüssigkeit über das Rückschlagventil 43 von der Tankleitung 41 in den mit der Arbeitsleitung 32 verbundenen Leitungsabschnitt 32a und von dort zu den kolbenstangenseitigen Zylinderräumen 35 gewährleistet. Die Steuerleitungen 13, 14, 15, 16 sind untereinander über Wechselventile 45, 46 und 47 wirkungsmäßig miteinander gekoppelt, derart, daß der in der Ausgangssteuerleitung 48 des Wechselventils 47 wirkende Steuerdruck dem jeweils höchsten Steuerdruck, der an den Druckregelventilen 20, 21, 22 und 23 eingestellt ist, wirksam ist. Dieser Steuerdruck beaufschlagt über die Steuerleitung 48 den Vorspannkolben 50 für die Regelfeder 51 des Druckreglers 4 und spannt die Regelfeder 51 entsprechend vor. Der jeweils höchste Steuerdruck zur Betätigung der Steuerkolben 8, 9 ist somit ein Maß für die Druckeinstellung des Druckreglers 4. Soll also der eine oder andere Arbeitszylinder 11 bzw. 12 bzw. beide gemeinsam eine bestimmte Arbeitsstellung einnehmen, wird an den betreffenden Druckregelventilen ein so hoher Steuerdruck vorgegeben, daß sich in der Pumpen-

leitung 5 ein solcher Druck aufbauen kann, der eine entsprechende Arbeitsbewegung der Arbeitszylinder herbeiführt, wobei sich gleichzeitig die Steuerkolben 8 und/oder 9 in entsprechende Steuerlagen verschieben. Der Steuerkolben 10 nimmt an der Druckregelung der Pumpe nicht teil, da dieser lediglich eine Schwimmstellung herbeiführen soll. Diese ersetzt letztlich eine vierte Schaltstellung des Steuerventils 9 für die Liftzylinder 12. Die vom Steuerdruck beaufschlagte Steuerfläche des Vorspannkolbens 50 ist größer als die gegenüberliegende vom Regelkolben 4a des Druckreglers 4 gebildete vom Pumpendruck beaufschlagte Steuerfläche. Da die am Regelkolben 4a angreifenden Kräfte sich aus dem Produkt aus wirksamer druckbeaufschlagter Fläche und dem jeweiligen Steuerdruck ergeben, kann über den Vorspannkolben mit großer druckwirksamer Fläche ein verhältnismäßig großer Pumpendruck geregelt werden. Das Verhältnis der vom Pumpendruck beaufschlagten Steuerfläche des Regelkolbens des Druckreglers verhält sich zur wirksamen Steuerfläche des Vorspannkolbens 50 beispielsweise in der Größenordnung von 1 zu 8 bis 20. Durch dieses Flächenverhältnis läßt sich mit Hilfe des von den Druckregelventilen einzustellenden Steuerdrucks von beispielsweise max. 30 bar eine Druckeinstellung der Pumpe in der Größenordnung bis max. 300 bar erzielen. Je nach Anwendungsfall kann auch ein anderes Flächenverhältnis zweckmäßig sein. Falls Hochdruck zur Ansteuerung gewählt wird, kann das Flächenverhältnis auch bei 1:1 liegen.

Das Ausführungsbeispiel nach Abbildung 2 unterscheidet sich gegenüber dem Ausführungsbeispiel nach Abbildung 1 lediglich dadurch, daß der in der Steuerleitung 48 herrschende höchste Steuerdruck nicht dem Druckregler 4, sondern einem Druckbegrenzungsventil 60 zu dessen jeweiliger Druckeinstellung 10r die über die Drossel 61 und die Steuerleitung 62 den Druckregler 4 beaufschlagende von der Druckleitung 5 der Pumpe abgezweigte Steuerflüssigkeit zugeführt wird. Bei dieser Anordnung kann der serienmäßig verwendete Druckregler der Pumpe beibehalten werden. Es ist lediglich erforderlich, daß das Druckbegrenzungsventil mit einer entsprechenden Druckübersetzung ausgestattet werden.

Durch die Verwendung des serienmäßigen Druckreglers ergibt sich der weitere Vorteil, daß eine druckabhängige Steuerung mit der erfindungsgemäßen Steuerung zusammenarbeiten kann. Das jeweils höchste Signal der beiden Steuerungen wird über ein Wechselventil dem Stromregler zugeführt. In Abbildung 4 ist dies schematisch dargestellt. Die druckabhängige Steuerung ist mit Load-Sensing bezeichnet, der Druckregler der Pumpe 1 mit DFR und das Wechselventil mit 65. Ansonsten entsprechen die Positionszahlen denen der Abbil-

dung 2.

Das Ausführungsbeispiel nach Abbildung 3 entspricht dem Ausführungsbeispiel nach Abbildung 2, wobei anstelle hydraulischer Steuermittel elektrische Steuermittel 70, 71 in Form elektrischer Signale erzeugende Steuergeber 70 und elektrische Stellmagnete für die Steuerventile 8, 9 und dem Druckbegrenzungsventil 80 vorgesehen sind. Es handelt sich also hierbei um eine elektrische Lösung.

In einem weiteren Ausführungsbeispiel nach Abbildung 5 wird der Steuerdruck für den Druckregler durch Ausbildung der miteinander zusammenwirkenden der den Förderflüssigkeitsumlauf steuernden Steuerkanten der zu einem Steuerblock SB vereinigten Steuerventile 8, 9, 10 als mit dem Steuerkolbenhub im Durchflußquerschnitt veränderbaren Drosseln. Je größer der Hub umso größer wird die Drosselwirkung der miteinander zusammenwirkenden Steuerkanten der Steuerventile und dementsprechend nimmt der Druck - in Durchflußrichtung gesehen - vor den Drosseln zu, wobei der höchste Druck ebenfalls von dem Steuerkolben mit dem größten Hub festgelegt wird. Die Steuerflüssigkeit wird wie bei den Ausführungsbeispielen 2 bis 4 über eine Drossel 61 von der Druckleitung 5 der Pumpe entnommen und über den Umlaufkanal 66 dem Tank zurückgeführt. Bei dieser Art der Steuerdruckerzeugung, die keine zusätzliche Ventileinrichtung zur Erzielung des Steuerdruckes erfordert, begrenzt die Drossel 61 in der Ausgangsstellung der Wegeventile die maximal von der Pumpe zum Tank zurückzuführende Fördermenge über den Umlaufkanal 66 im Steuerblock. Der höchste Steuerdruck bestimmt bei dieser Steuerdruckerzeugung ebenfalls der am meisten ausgeleitete Steuerkolben.

Patentansprüche

1. Hydraulische Steuereinrichtung zur unabhängigen Betätigung von wenigstens zwei Verbrauchern, wie Tiltzylinder und Liftzylinder von Ladem, wobei die Ansteuerung der Verbraucher durch Steuerventile mit in Steuerlagen einstellbaren Steuerkolben erfolgt und die Druckmittelquelle von einer verstellbaren Pumpe mit zugeordneter Druckregeleinrichtung gebildet ist, wobei das Ansteuersignal für die Steuerventile gleichzeitig der Druckregeleinrichtung zuführbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckeinstellung der Druckregeleinrichtung (4) ausschließlich vom Vorsteuersignal des Steuerkolbens erfolgt, der den Verbraucher mit der größten Last steuert.
2. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die An-

steuerung der Steuerkolben der Steuerventile in die jeweilige Steuerlage mittels einstellbarem Steuerdruck erfolgt, daß der jeweils höchste Steuerdruck (20, 21, 22, 23), mit dem eines der Steuerventile (8, 9) zu seiner Verstellung beaufschlagt ist, gleichzeitig ein Maß für die Druckeinstellung der Druckregeleinrichtung (3) für die Verstellpumpe (1) bildet.

3. Hydraulische Steuereinrichtung nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckregeleinrichtung von einem Druckregler (4) gebildet wird, der in Richtung kleinerer Fördermenge der Pumpe (1) vom Pumpendruck und in Richtung größerer Fördermenge vom jeweils höchsten Steuerdruck (20 bis 23) zum Ansteuern der Steuerventile (8, 9) beaufschlagt ist.

4. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Regelfeder (51) des Druckreglers (4) an einem Vorspannkolben (50) abstützt, der vom jeweils höchsten Steuerdruck zum Ansteuern der Steuerventile beaufschlagt ist, und die Regelfeder von diesem Vorspannkolben entsprechend vorgespannt wird.

5. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die druckbeaufschlagte Fläche des Vorspannkolbens größer oder gleich ist als die vom Pumpendruck beaufschlagte Fläche des Regelkolbens (4a) des Druckreglers (4).

6. Hydraulische Steuereinrichtung nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckregeleinrichtung als Druckregler (4) ausgebildet ist, dessen Druckeinstellung von einem hydraulischen Steuerdruck erfolgt, dessen Größe von einem Druckventil (60) festgelegt ist, dessen Einstellung abhängig ist von der Steuerlage des Steuerkolbens des Steuerventils (8, 9), das den Verbraucher (11, 12) mit der größten Last steuert.

7. Hydraulische Steuereinrichtung nach den Ansprüchen 2 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Einstellung des Druckventils (60) vom höchsten Steuerdruck zum Ansteuern der Steuerventile (8, 9) erfolgt und die Steuerflüssigkeit über eine Drossel (61) von der Druckseite (5) der Pumpe (1) abgenommen wird.

8. Hydraulische Steuereinrichtung nach den Ansprüchen 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Ansteuerung der Steuerkolben durch elektrische Steuermittel (70, 71) erfolgt, wobei

der höchste Steuerstrom gleichzeitig ein Maß für das ebenfalls durch elektrische Steuermittel einstellbare Druckventil (60) bildet.

9. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuer-ventile als 6-Wegeventile mit Umlaufkanal ausgebildet sind, daß die Druckregeleinrichtung als Druckregler (4) ausgebildet ist, dessen Druckeinstellung vom Druck der Steuerflüssigkeit erfolgt, die über eine Drossel (61) von der Pumpenleitung (5) abgezweigt und über den von den Steuerventilen (8, 9, 10) anzudrosselnden Umlaufkanal (66) zurück zum Tank geleitet wird, wobei die Größe des Druckes das dem größten Hub ausgeführte Steuerventil und damit den kleinsten Drosselquerschnitt für die zum Tank zurückströmende Steuerflüssigkeit aufweist, festlegt.

Claims

1. Hydraulic control device for independent operation of at least two consumers, such as the tilt cylinder and lift cylinder of a loader, whereby the actuation of the consumers is effected by means of control valves comprising control spools with settable control positions, the source of the pressurized medium being in the form of a variable displacement pump with associated pressure control device, whereby the pilot signal for the control valves may simultaneously be fed to the pressure control device, characterized in that the pressure adjustment of the pressure control device (4) is exclusively effected by the pilot signal of the control spool controlling the consumer with the highest load.
2. Hydraulic control device according to claim 1, characterized in that the actuation of the control spools of the control valves into the respective control position occurs by means of an adjustable control pressure, and that the respective highest control pressure (20, 21, 22) by means of which one of the said control valves (8, 9) is subjected for the purpose of its actuation, is simultaneously a measure for the pressure adjustment of the pressure control device (3) of the variable displacement pump (1).
3. Hydraulic control device according to claim 1 or 2, characterized in that the pressure control device is formed by a pressure controller (4), said pressure controller being subjected to the pump pressure in the direction towards a smaller flow volume of the pump (1) and in

direction of a larger flow volume, to the respective highest control pressure (20 through 23) which is used for actuating the control valves (8, 9).

4. Hydraulic control device according to claim 3, characterized in that a control spring (51) of the pressure controller (4) is in supporting engagement with a biasing piston (50), said biasing piston being adapted to be subjected to the respective highest control pressure used for actuating said control valves, and that said control spring is further correspondingly biased by said biasing piston.
5. Hydraulic control device according to claim 4, characterized in that the area of the biasing spool subjected to pressure is larger or equal to the area of the control spool (4a) of the pressure controller (4) which is subjected to the pump pressure.
6. Hydraulic control device according to claim 1 or 2, characterized in that the pressure control device is designed as a pressure controller (4), the pressure adjustment of said pressure controller (4) being carried out by a hydraulic control pressure being of a size or value determined by a pressure valve (60), the adjustment of which depends on the control position of the control spool of the control valve which controls the consumer (11, 12) with the largest load.
7. Hydraulic control device according to claim 2 or 6, characterized in that the adjustment of the pressure valve (60) is provided by the highest control pressure used for the control of the control valves (8, 9), and that further the control pressure medium is taken from the pressure side (5) of the pump (1) by means of a throttle (61).
8. Hydraulic control device according to claim 1 and 6, characterized in that the actuation of the control spools is carried out by means of electric control means (70, 71), whereby the highest control current is simultaneously a measure for the pressure valve (60), which is also adjustable by means of electric control means.
9. Hydraulic control device according to claim 1, characterized in that the control valves are 6-way-valves having a circulating channel, that the pressure control device is designed as a pressure controller (4), the pressure adjustment of which is carried out by pressure of a control pressure medium which is derived from

the pump conduit (5) via a throttle (61) and is guided back to the tank via the control valves (8, 9, 10) and the circulating channel (66) which can be throttled by said control valves, and that the size of the pressure is determined by the control valve with the largest movement and thus the smallest throttle cross section for the control pressure medium flowing back to the tank.

Revendications

1. Système de commande hydraulique pour l'actionnement indépendant d'au moins deux consommateurs tels que des vérins de basculement et des vérins de levage de chargeurs, la commande des consommateurs étant assurée par des valves de commande à tiroirs à positions réglables et la source de pression étant constituée d'une pompe à cylindrée variable à dispositif de régulation de la pression, le signal d'excitation des valves de commande pouvant simultanément être asservi au dispositif de régulation de la pression, **caractérisé en ce que le réglage de la pression du dispositif de régulation de la pression (4) provient exclusivement du signal de pilotage du tiroir de commande qui commande le consommateur avec la plus grande charge.**
2. Système de commande hydraulique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que l'excitation des tiroirs de commande des valves de commande vers la position de commande respective se fait au moyen de la pression de commande réglable, que la pression de commande respective la plus élevée (20, 21, 22, 23) qui alimente l'une des valves de commande (8, 9) pour son déplacement constitue simultanément un paramètre de réglage de la pression du dispositif de régulation de la pression (3) pour la pompe à cylindrée variable (1).**
3. Système de commande hydraulique selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que le dispositif de régulation de la pression est constitué d'un régulateur de pression (4), lequel est alimenté par la pression de la pompe lors d'un plus petit débit de la pompe (1) et, lors d'un plus grand débit, par la pression de commande respectivement la plus élevée (20 à 23) pour l'excitation des valves de commande (8, 9).**
4. Système de commande hydraulique selon la revendication 3, **caractérisé en ce que le ressort de régulation (51) du régulateur de pression (4) prend appui sur un piston de**

prétension (50) qui est alimenté par la pression de commande respectivement la plus élevée pour l'excitation des valves de commande et par le fait que le ressort de régulation est prétendu en conséquence par ce piston de prétension.

5. Système de commande hydraulique selon la revendication 4, **caractérisé en ce que la surface alimentée en pression du piston de prétension est supérieure ou identique à la surface alimentée en pression du tiroir de régulation (4a) du régulateur de pression (4).**
6. Système de commande hydraulique selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que le dispositif de régulation de la pression consiste en un régulateur de pression (4) dont le réglage de la pression est assuré par une pression de commande hydraulique dont la grandeur est définie par une valve de pression (60) et dont le réglage dépend de la position de commande du tiroir de commande de la valve de commande (8, 9) qui commande le consommateur (11, 12) avec la plus grande charge.**
7. Système de commande hydraulique selon la revendication 2 ou 3, **caractérisé en ce que le réglage de la valve de pression (60) se fait par la pression de commande la plus élevée pour l'excitation des valves de commande (8, 9) et que le fluide de commande est prélevé en passant par un étrangleur (61) du côté pression (5) de la pompe (1).**
8. Système de commande hydraulique selon les revendications 1 et 3, **caractérisé en ce que l'excitation des tiroirs de commande se fait par des moyens de commande électriques (70, 71), le courant de commande le plus élevé constituant simultanément un paramètre pour la valve de pression (60) également réglable par des moyens de commande électriques.**
9. Système de commande hydraulique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que les valves de commande consistent en des distributeurs à 6 voies à canal de recirculation, que le dispositif de régulation de la pression consiste en un régulateur de pression (4) dont le réglage de la pression se fait par la pression du fluide de commande qui est dérivé de la conduite de la pompe (5) en passant par un étrangleur (61) puis redirigé vers le réservoir en passant par le canal de recirculation (66) devant être étranglé par les valves de commande (8, 9, 10), l'importance de la pression**

étant déterminée par la valve de commande exécutant la plus grande course et présentant donc la plus petite section d'étranglement pour le fluide de commande réaffluant dans le réservoir.

6

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

7

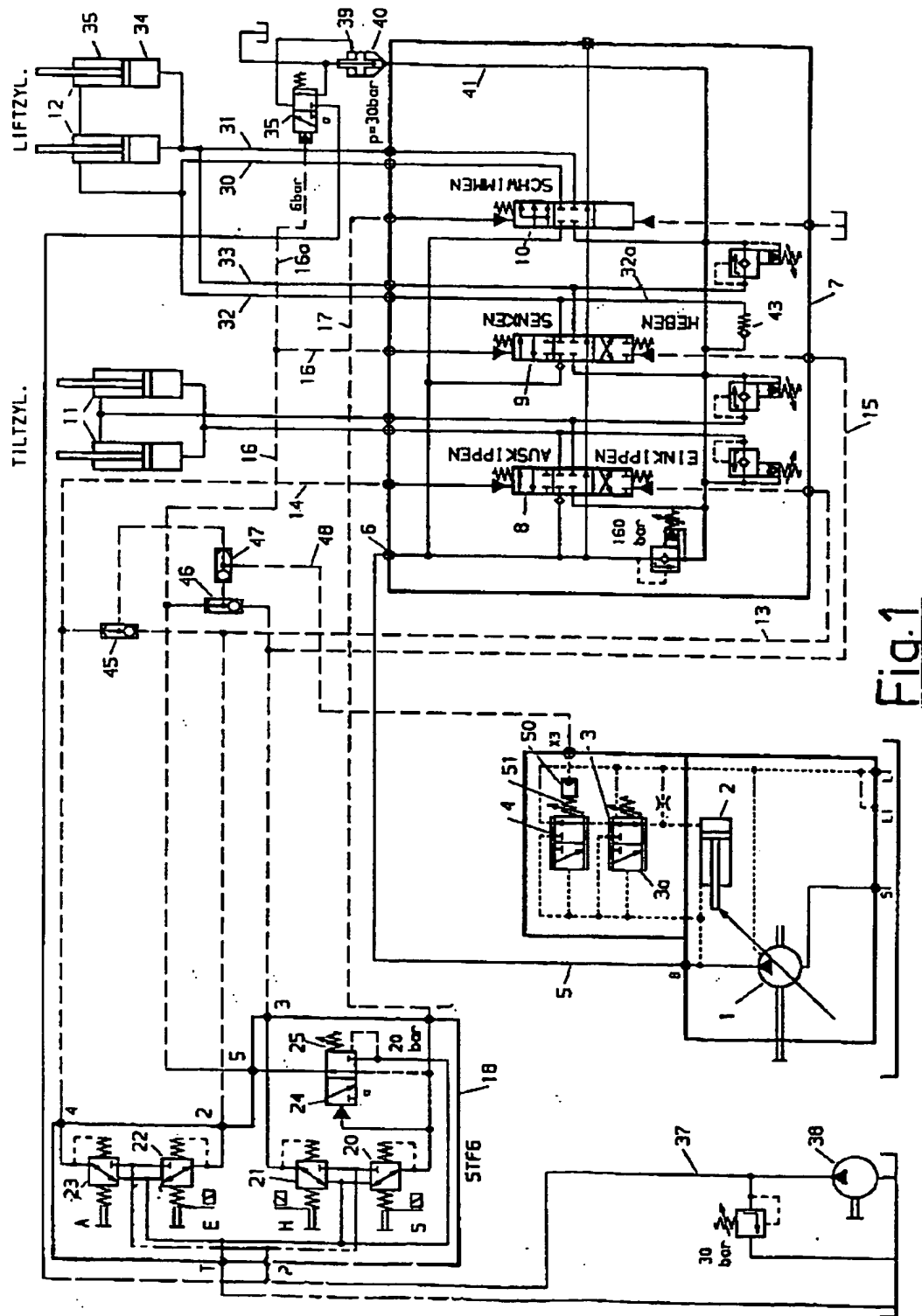


Fig. 1

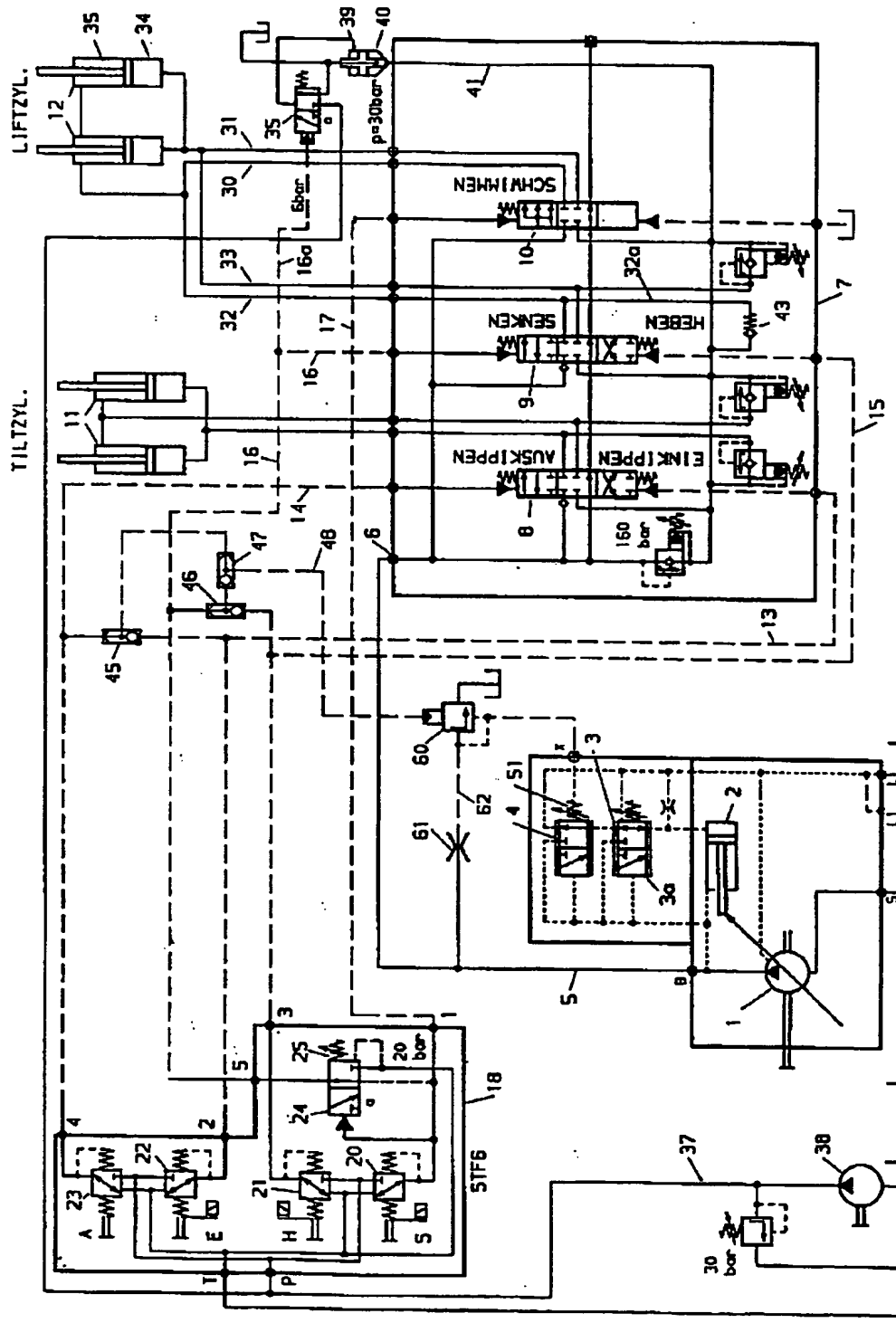


Fig. 2

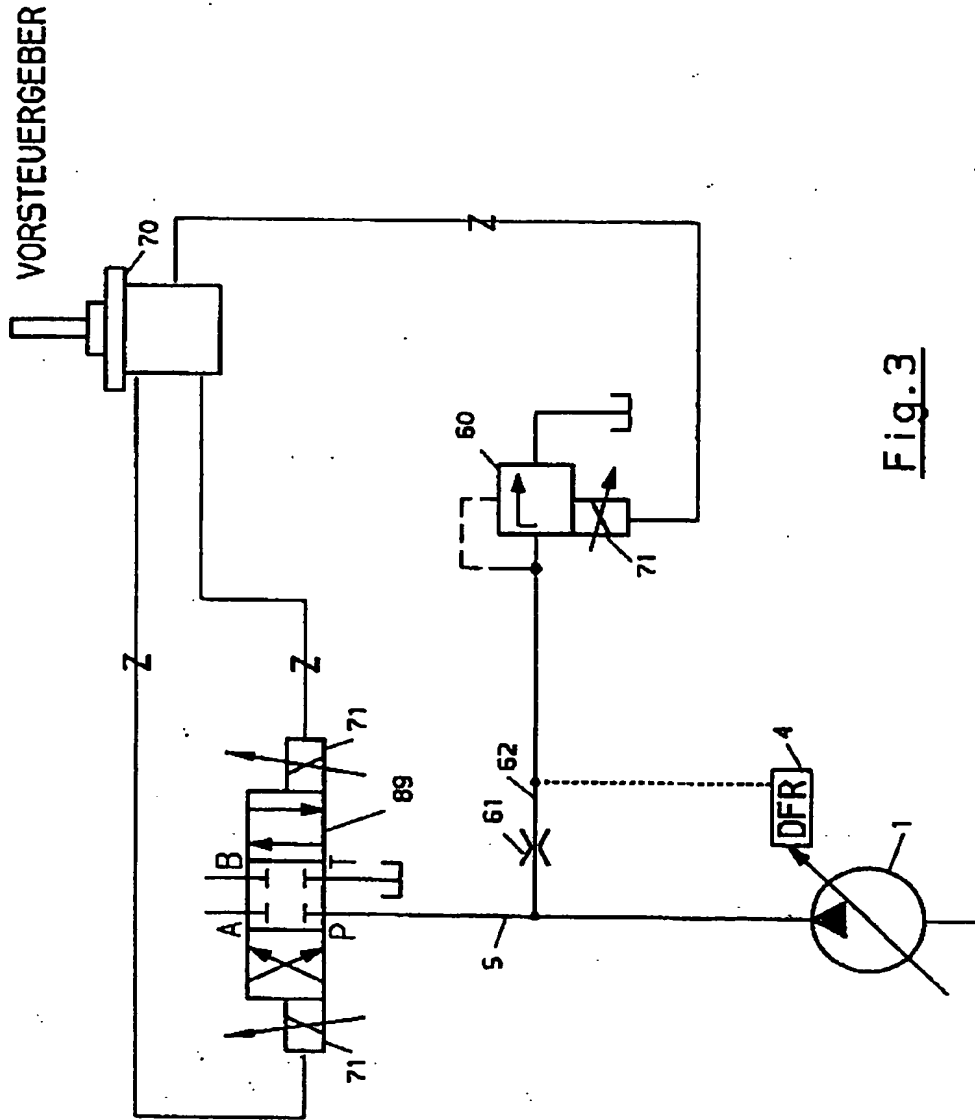


Fig. 3

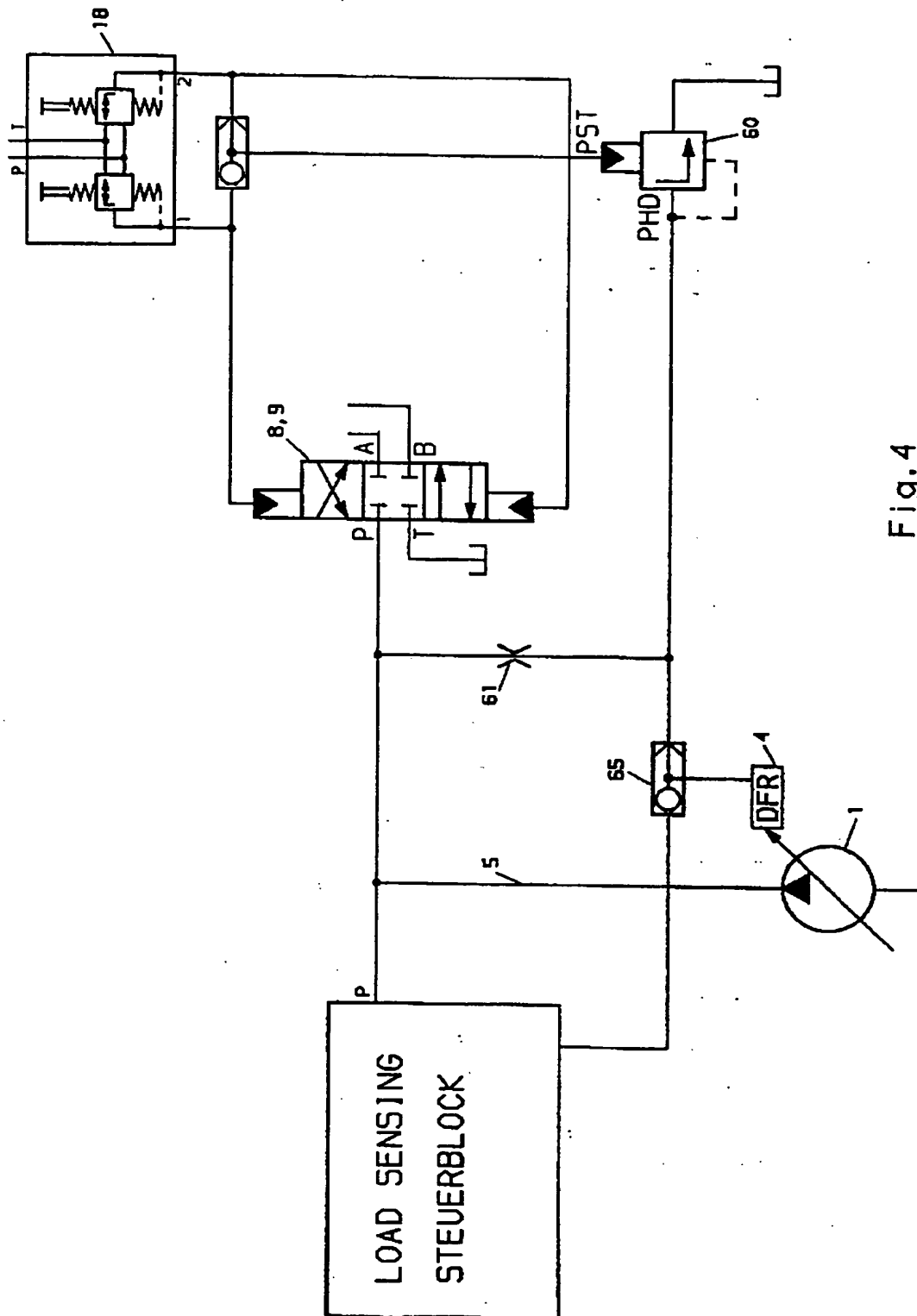


Fig. 4

